

CRYOGENIC REFRIGERATOR

Patent number: DE2442556
Publication date: 1975-03-13
Inventor: JONGE ALBERT KLAAS DE (NL); MIJNHEER ANDRIES (NL)
Applicant: PHILIPS NV
Classification:
 - international: F25B9/00
 - european: F02G1/044V; F25B9/14
Application number: DE19742442556 19740905
Priority number(s): NL19730012488 19730911

Also published as:

NL7312488 (A)
 JP50055951 (A)
 GB1483356 (A)
 FR2243401 (A1)
 CH574588 (A5)
 SE7411325 (L)
 SE406369 (B)

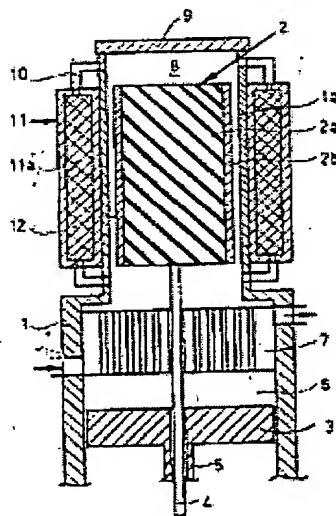
less <<

Abstract not available for DE2442556

Abstract of corresponding document: **GB1483356**

1483356 Refrigerating PHILIPS GLOEL-LAMPENFABRIEKEN NV 6 Sept 1974 [11 Sept 1973] 39061/74 Heading F4H In a cryogenic refrigerator having a displacer 2 and piston 3 arranged to reciprocate with a phase difference and defining a compression space 6 and expansion space 8, a cooling unit 7 and a main regenerator 11 incorporated in a duct 10 and containing for example, lead balls; an auxiliary regenerator is connected in parallel with the main regenerator 11 and is formed by the annular gap between the displacer 2 and the cylinder 1a. The walls 2b of the displacer and the cylinder wall 1a are of stainless steel. The working medium is preferably helium. The hydraulic diameter d_h of the annular gap satisfies the relation: where s =stroke length of the displacer 2; η =mean dynamic viscosity of the working medium flowing through the gap during operation of the refrigerator; L =length of the gap in the axial direction; ρ =mean density of the working medium flowing through the gap during operation of the refrigerator; ΔP =mean pressure drop through the main regenerator 11.

$$0.4 \times 2.8 \sqrt{\frac{s \cdot \eta^2 \cdot L}{P \cdot \Delta P}} \leq d_h \leq 1.4 \times 2.8 \sqrt{\frac{s \cdot \eta^2 \cdot L}{P \cdot \Delta P}}$$



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑤

Int. Cl. 2:

F 25 B

⑯ BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

Schutzeigentum

DT 24 42 556 A1

⑪

Offenlegungsschrift 24 42 556

⑫

Aktenzeichen:

P 24 42 556.7

⑬

Anmeldetag:

5. 9. 74

⑭

Offenlegungstag:

13. 3. 75

⑳

Unionspriorität:

⑳ ㉑ ㉒

11. 9. 73 Niederlande 7312488

⑤④

Bezeichnung:

Kühlmaschine

⑦①

Anmelder:

N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken, Eindhoven (Niederlande)

⑦④

Vertreter:

Scholz, H., Dr., Pat.-Anw., 2000 Hamburg

⑦⑦

Erfinder:

Mijnheer, Andries; Jonge, Albert Klaas de; Eindhoven (Niederlande)

DT 24 42 556 A1

⑤1

Int. Cl. 2:

F 25 B

①9 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



Schutzbefugnis

DT 24 42 556 A1

①1

Offenlegungsschrift 24 42 556

②1

Aktenzeichen:

P 24 42 556.7

②2

Anmeldetag:

5. 9. 74

④3

Offenlegungstag:

13. 3. 75

③0

Unionspriorität:

③2 ③3 ③1

11. 9. 73 Niederlande 7312488

⑤4

Bezeichnung:

Kühlmaschine

⑦1

Anmelder:

N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken, Eindhoven (Niederlande)

⑦4

Vertreter:

Scholz, H., Dr., Pat.-Anw., 2000 Hamburg

⑦2

Erfinder:

Mijnheer, Andries; Jonge, Albert Klaas de; Eindhoven (Niederlande)

DT 24 42 556 A1

2.907.175 und 3.400.544) arbeiten, Maschinen, die nach dem Vuilleumier-Zyklus (U.S. Patentschriften 1.275.507; 2.657.552 und 3.523.427) arbeiten und Maschinen vom Gifford-McMahon-Typ (U.S. Patentschriften 2.906.101 und 2.966.035).

Bei derartigen Maschinen besteht der Regenerator normalerweise aus einer in ein Gehäuse aufgenommen Füllmasse aus gasdurchlässigem Material (Phosphorbronzegazeschichten; Bleikügelchen usw). Damit der Wärmetransport durch Gaslecken vom Kompressionsraum höheren Temperaturpegels zum Expansionsraum niedrigeren Temperaturpegels möglichst beschränkt wird, befindet sich normalerweise eine Dichtung, meistens aus Kunststoff, zwischen dem bewegenden Verdränger und der Zylinderwand. Diese Dichtung bringt ausser Herstellungs- und Montagekosten die Nachteile, einerseits Reibungsverluste und andererseits Verschleiss, mit sich mit der Folge einer Undichtigkeit für das Gas sowie die Gefahr vor Verschmutzung des Regenerators durch infolge des Verschleisses frei gewordene Teilchen der Dichtung.

Deswegen ist es ohne weiteres klar, dass es von grossem Vorteil wäre, wenn die Dichtung fortgelassen werden könnte. Letzteres ist tatsächlich der Fall bei der in der französischen Patentschrift 2.074.337 beschriebenen Kühlmachine, wobei der Regenerator ausschliesslich durch einen ringförmigen Spalt zwischen der Verdränger- und Zylinderwand gebildet wird, von welchem Spalt der hydraulische Durchmesser innerhalb spezifischer Grenzen liegt.

Dies dürfte eine Lösung für kleine Maschinen geringen Volumens sein, wobei der vollständige kleine Arbeitsmediumstrom fast ohne Strömungsverlust und in gutem Wärmekontakt mit den Spaltwänden durch den engen Spalt vom Kompressionsraum zum Expansionsraum und zurückgehen kann; für

die grösseren Kühlmaschinen verhältnismässig grosser Leistung und dadurch mit verhältnismässig grossen Arbeitsmediumströmen ist dies kein interessanter Vorschlag. Bei grossen Arbeitsmediumströmen werden die Strömungsverluste und eine schlechte regenerative Wirkung eine zu überherrschende Rolle spielen.

Die vorliegende Erfindung bezweckt nun, eine Kühlmaschine der obenstehend beschriebenen Art zu schaffen, wobei nicht nur für die Kategorie geringerer Leistungen sondern auch und insbesondere für die Kategorie grösserer Leistungen ein hoher thermischer Wirkungsgrad mit dem Vorteil einer fehlenden Dichtung zwischen der Verdränger- und Zylinderwand einhergeht.

Dazu weist die erfindungs-gemässe Kühlmaschine das Kennzeichen auf, dass die Verbindung zwischen den beiden Räumen einen Hilfsregenerator enthält, der dem Regenerator parallelgeschaltet ist und durch einen ringförmigen Spalt zwischen dem Verdränger und der zusammenwirkenden Zylinderwand gebildet wird, wobei wenigstens eine der beiden einander zugewandten Oberflächen des Verdrängers und Zylinders eine grosse Wärmekapazität gegenüber dem im Betrieb durch den Spalt auftretenden Wärmemediumstrom aufweist und wobei der hydraulische Durchmesser des Spaltes der nachstehenden Beziehung entspricht:

$$0,4 d_{h_0} \leq d_h \leq 1,4 d_{h_0}$$

$$\text{mit } d_{h_0} = 2,8 \sqrt[4]{\frac{s \cdot \eta^2 \cdot L}{\rho \cdot \Delta P}} \text{ in der}$$

d_h = hydraulischer Durchmesser des Spaltes

s = Hublänge des Verdrängers

η = mittlere dynamische Viskosität des Arbeitsmediums im Spalt

L = Länge des Spaltes

ΔP = mittlerer Druckabfall am Regenerator

ρ = mittlere Dichte des Arbeitsmediums im Spalt.

Der grosse Unterschied gegenüber der aus der französischen Patentschrift 2.074.337 bekannten Kühlmaschine ist, dass, wobei dieser bekannten Maschine der vollständige Arbeitsmediumstrom durch den Spaltregenerator geht, im vorliegende Fall von zwei Arbeitsmediumströmen die Rede ist und zwar von einem Hauptstrom durch den normalen Regenerator und einem Nebenstrom durch den Spaltregenerator, der dem normalen Regenerator parallelgeschaltet ist.

Im Betrieb hat der normale Regenerator wegen des Strömungsverlustes infolge des Strömungswiderstandes einen mittleren Druckabfall ΔP . Dieser Druckabfall ΔP macht sich am Spaltregenerator merkbar, wird dem Spalt "aufgeprägt". Bei der bekannten Maschine mit ausschliesslich einem von einem Spalt gebildeten Regenerator bekommt dieser Spalt nicht von aussen her einen Druckunterschied aufgeprägt sondern er weist selbst einen Druckabfall auf und zwar wegen Strömungsverluste. Die genannten konstruktiven und physikalischen Unterschiede sind die Ursache davon, dass im vorliegenden Fall der hydraulische Durchmesser des Spaltes einer Beziehung entsprechen muss, die völlig anders ist als die Beziehung nach der französischen Patentschrift 2.074.337.

Der hydraulische Durchmesser des regenerativen

Spaltes entspricht etwa der doppelten Spaltbreite.

Gilt für die Spaltbreite des Hilfsregenerators, dass der ihr entsprechende hydraulische Durchmesser der obenstehenden Beziehung entspricht, dann ist, wie sich herausgestellt hat, eine gute Wärmeübertragung vom Arbeitsmediumnebenstrom zu den Spaltwänden und umgekehrt gewährleistet, während der Strömungswiderstand des Arbeitsmediums im Spalt niedrig ist.

Die Erfindung wird an Hand der Zeichnung, in der als Beispiel eine nach dem Stirling-Zyklus arbeitende Kühlmaschine (Gaskältemaschine) auf schematische Weise im Längsschnitt und nicht massgerecht dargestellt ist, näher erläutert.

In der Figur ist mit dem Bezugszeichen 1 ein Zylinder angegeben. In diesem Zylinder sind ein Verdränger 2 und ein Kolben 3 hin- und herbeweglich. Der Verdränger 2 besteht aus einem die Wärme schlecht leitenden Kunststoff 2a, wobei sich um diesen Kunststoff ein dünner aus rostfreiem Stahl bestehender Mantel 2b befindet. Der Verdränger 2 ist über eine Verdrängerstange 4 und der Kolben 3 über eine Kolbenstange 5 mit einem nicht dargestellten Getriebe verbunden. Zwischen dem Kolben und dem Verdränger befindet sich ein Kompressionsraum 6 mit einem Kühler 7. Über dem Verdränger 2 befindet sich ein Expansionsraum 8 mit einem Gefrierer 9, der ein Wärmeaustauscher ist, über den die Wärme einem zu kühlenden Gegenstand mit Hilfe der im Expansionsraum 8 erzeugten Kälte entnommen werden kann.

Der Kompressionsraum 6 und der Expansionsraum 8 sind einerseits über einen in eine Leitung 10 aufgenommenen Regenerator 11 mit beispielsweise Bleikügelchen als Füllmasse

11a und andererseits über einen offenen Spalt 12 zwischen dem aus rostfreiem Stahl bestehenden Mantel 2b des Verdrängers 2 und der Zylinderwand 1a, die ebenfalls aus rostfreiem Stahl hergestellt ist, miteinander in offener Verbindung.

In der Kühlmaschine befindet sich weiter ein Arbeitsmedium, beispielsweise Helium.

Auf dem Weg vom Kompressionsraum 6 zum Expansionsraum 8 strömt das Arbeitsmedium zum grössten Teil durch den Regenerator 11 unter Abgabe von Wärme an die Regeneratorfüllmasse 11a und zum Teil durch den Spalt 12 unter Wärmeabgabe an die Metallwände 1a und 2b. Bei der Strömung in der umgekehrten Richtung nimmt das Arbeitsmedium die in der Füllmasse 11a und die in den Wänden 1a und 2b gespeicherte Wärme wieder auf.

Im Betrieb herrscht am Regenerator 11 im Durchschnitt ein Druckunterschied ΔP , der sich am Spalt 12 wirksam macht. Es hat sich herausgestellt, dass eine gut wirkende Maschine erhalten wird, wenn der hydraulische Durchmesser des Spaltes, der etwa der doppelten Spaltbreite entspricht, der nachfolgenden Beziehung entspricht:

$$0,4 d_{h_0} \leq d_h \leq 1,4 d_{h_0}$$

mit $d_{h_0} = 2,8 \sqrt[4]{\frac{s \cdot \eta^2 \cdot L}{\rho \cdot \Delta P}}$ in der

s = Hublänge des Verdrängers

η = mittlere dynamische Viskosität des Arbeitsmediums im Spalt

L = Länge des Spaltes

ρ = mittlere Dichte des Arbeitsmediums im Spalt

ΔP = mittlerer Druckabfall am Regenerator.

Wenn die Maschine Helium als Arbeitsmedium enthält und die Hublänge des Verdrängers $s = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ist; wenn die Viskosität des Heliums 10^{-5} Ns/m^2 ist; die Spaltlänge $L = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; die mittlere Heliumdichte im Spalt $\rho = 4,8 \text{ kg/m}^3$ und der mittlere Druckabfall am Regenerator $\Delta P = 0,25 \text{ at.} =$

$0,25 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ist, so ist:

$$d_{h_0} = 2,8 \sqrt[4]{\frac{10 \times 10^{-3} \times 10^{-10} \times 50 \cdot 10^{-3}}{4,8 \times 0,25 \times 10^5}}} = 2,8 \sqrt[4]{\frac{5 \times 10^{-14}}{1,2 \times 10^5}}$$

$$2,8 \times 10^{-5} \sqrt[4]{\frac{50}{1,2}} = 2,8 \times 2,54 \times 10^{-5} = 7,1 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Der hydraulische Durchmesser d_h des Spaltes muss dann sein:

$$2,8 \times 10^{-5} \text{ m} \leq d_h \leq 9,9 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

Kühlmaschine mit einem Kompressionsraum veränderlichen Volumens und im Betrieb höherer mittlerer Temperatur und einem damit verbundenen Expansionsraum im Betrieb niedrigerer mittlerer Temperatur, dessen Volumen durch einen in einem Zylinder hin- und herbeweglichen Verdränger veränderlich ist, wobei sich in der Verbindung zwischen den genannten Räumen ein Regenerator befindet, durch den ein Arbeitsmedium zwischen den beiden Räumen hin- und herströmen kann, dadurch gekennzeichnet, dass die Verbindung zwischen den beiden Räumen einen Hilfsregenerator enthält, der dem Regenerator parallelgeschaltet und durch einen ringförmigen Spalt zwischen dem Verdränger und der zusammenarbeitenden Zylinderwand gebildet ist, wobei wenigstens eine der beiden einander zugewandten Oberflächen des Verdrängers und Zylinders eine grosse Wärmekapazität gegenüber dem im Betrieb durch den Spalt auftretenden Arbeitsmediumstrom aufweist und wobei der hydraulische Durchmesser des Spaltes der nachfolgenden Beziehung entspricht:

$$0,4 d_{h_0} \leq d_h \leq 1,4 d_{h_0}$$

mit

$$d_{h_0} = 2,8 \sqrt[4]{\frac{s \cdot \eta^2 \cdot L}{\rho \cdot \Delta P}} \quad \text{in der :}$$

d_h = hydraulischer Durchmesser des Spaltes

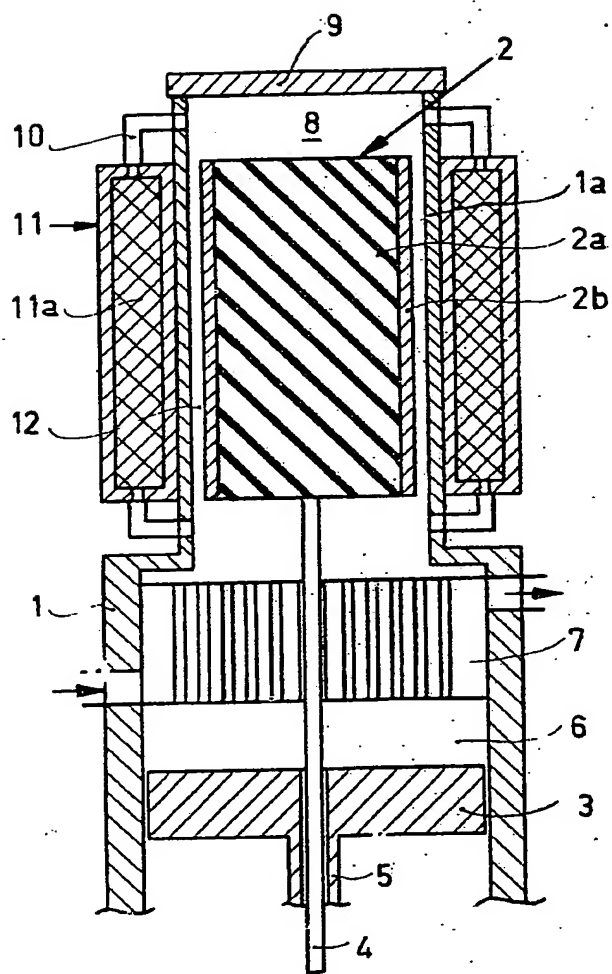
s = Hublänge des Verdrängers

η = mittlere dynamische Viskosität des Arbeitsmediums im Spalt

L = Länge des Spaltes

ρ = mittlere Dichte des Arbeitsmediums im Spalt

ΔP = mittlerer Druckabfall am Regenerator.



ORIGINAL INSPECTED

F25B 9-00 AT: 05.09.74 OT:13.03.75

509811/0844